

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů



Hydraulický nůžkový zvedák pro motocykl

Hydraulic Scissor Jack for a Motorcycle

Student:

Jakub Nutil

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Kaláb Květoslav, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Nutil**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Hydraulický nůžkový zvedák pro motocykl**
Hydraulic Scissor Jack for a Motorcycle

Zásady pro vypracování:

Proveďte rešerši podobných zařízení používaných v praxi. Proveďte konstrukční návrh hydraulického nůžkového zvedáku pro motocykl o maximální hmotnosti 200 [kg]. Motocykl bude na zvedáku upevněn pomocí tlakových držáků na konci zvedáku, do kterých se vjede předním kolem. Držáky budou posunovatelné kvůli různým rozměrům kol, nebo bude motocykl pouze přivázán kurty, případně kombinací těchto dvou možností. Délka zvedáku bude 2000 [mm], šířka 650 [mm]. Minimální výška spuštěného zvedáku bude 135 [mm], maximální výška 850 [mm], takže zdvih zvedáku bude 715 [mm]. Nakreslete sestavný výkres a výkres svařovaného dolního rámu.

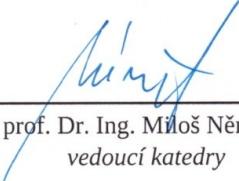
Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL.: *Části strojů I.* Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 91s. ISBN 978-80-248-1290-8.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G.: *Konstruování strojních součástí.* Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012
Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

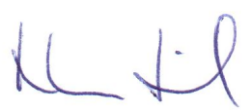



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 16.5.2013

.....


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl(a) seznámen(a) s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního (§60 – školní dílo);
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude archivována v elektronické formě v databázi Ústřední knihovny VŠB – TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- беру на ве́домі, že odevzdáním své bakalářské práce souhlasím s jejím zveřejněním podle zákona č. 111/1998Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách) bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

16.5.2013

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Nutil

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Horní Těrlicko 481, 735 42 Těrlicko

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

NUTIL, J. *Hydraulický nůžkový zvedák pro motocykl: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 43 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulického nůžkového zvedáku pro motocykl. V úvodní části práce jsou uvedeny různé typy motocyklových zvedáků, které se běžně používají v praxi. V dalších kapitolách je uveden konstrukční návrh hydraulického nůžkového zvedáku pro motocykl. Základní částí zvedáku je nůžková konstrukce, která je poháněna dvěma hydraulickými válci. Na horní plošině zvedáku je upínací mechanismus sloužící k upnutí motocyklu. Výsledkem práce je konstrukční návrh hydraulického nůžkového zvedáku pro motocykl, který je doplněn sestavným výkresem a výkresem dolního svařovaného rámu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

NUTIL, J. *Hydraulic Scissor Jack for a Motorcycle: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2013, 43 p. Thesis head: Kaláb, K.

This Bachelor Thesis deals with constructional design of Hydraulic Scissor Jack for a Motorcycle. At the beginning of the body there is explained different types of motorcycle jacks which are commonly used. Below, the main design of hydraulic scissor jack for a motorcycle is introduced. Basic part of hydraulic jack is scissor construction which is driven by two hydraulic cylinders. At the top deck of hydraulic jack is fixative mechanism used for motorcycle fixation. Result of bachelor thesis is construction design of hydraulic scissor jack for a motorcycle, with drawing documentation.

Obsah

	Strana
Seznam použitých značek a symbolů.....	7
Úvod.....	9
1 Cíle bakalářské práce	10
2 Používané typy motocyklových zvedáků	11
3 Druhy pohonu nůžkového zvedáku	13
3.1 Hydraulický válec.....	13
3.2 Pohybový šroub.....	14
4 Konstrukční řešení zvedáku.....	15
5 Návrh nůžkové konstrukce	16
5.1 Výpočet reakcí v základních bodech nůžkového mechanismu	16
5.1.1 Výpočet zatížení plošiny zvedáku na ramena nůžkového mechanismu.....	17
5.1.2 Výpočet reakcí a momentů v kloubech ramene 1.....	18
5.1.3 Výpočet reakcí a momentů v kloubech ramene 2.....	21
5.2 Tabulky výsledných hodnot reakcí, momentů a rozměrů zvedáku	25
6 Návrh hydraulického systému	28
6.1 Hydraulická pumpa	28
6.2 Hydraulický válec.....	29
7 Návrh a kontrola čepů	31
7.1 Čep D.....	31
7.2 Čep C	33
7.3 Čep H.....	34
8 Kontrola ramen nůžkového mechanismu	36
8.1 Kontrola na ohyb v místě H	37
8.2 Kontrola na ohyb v místě C.....	38
9 Realizace navrženého zvedáku	39
Literatura.....	40
Přílohy	42

Seznam použitých značek

Značka	Význam	Jednotky
F_{11}, F_{12}	síly zatěžující horní plošinu zvedáku	N
F_i	síly v jednotlivých bodech ramen nůžkového mechanismu	N
F_{iN}	normálové síly v jednotlivých bodech nůžkového mechanismu	N
F_{iT}	tečné síly v jednotlivých bodech nůžkového mechanismu	N
F_H	síla hydraulického válce	N
H	výška mezi krajními čepy nůžkového mechanismu	mm
H_1	výška mezi dolním a středním čepem nůžkového mechanismu	mm
H_{CA}	výška mezi čepem C a A	mm
H_{CH}	výška mezi čepem C a H	mm
H_{DC}	výška mezi čepem D a C	mm
H_Z	výška zvedáku	mm
L	délka mezi krajními čepy nůžkového mechanismu	mm
L_1	délka mezi krajním a středním čepem nůžkového mechanismu	mm
L_2	vzdálenost mezi působišťem síly F_{11} a bodem A	mm
L_3	vzdálenost mezi body A a B	mm
L_4	vzdálenost mezi bodem A a místem působišťe síly F_{12}	mm
L_{AH}	vzdálenost mezi body A a H	mm
L_{HC}	vzdálenost mezi body H a C	mm
L_R	délka ramene	mm
M_{O1C}	maximální ohybový moment v rameni 1 (kloub C)	Nm
M_{O2C}	maximální ohybový moment v rameni 2 (kloub C)	Nm
M_{O2H}	maximální ohybový moment v rameni 2 (kloub H)	Nm
Re	mez kluzu	MPa
S	plocha průřezu	mm ²
W_O	modul průřezu v ohybu	mm ³
a	délka mezi dolním čepem a působišťem síly F_H do ramene 2	mm
b	výška mezi dolním čepem a působišťem síly F_H do ramene 2	mm
b_r	tloušťka ramene	mm
b_{rC}	tloušťka ramene v místě C	mm
b_{rH}	tloušťka ramene v místě H	mm

$d_{\check{c}}$	průměr čepu	mm
g	gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
h_{rc}	výška průřezu ramene bodem C	mm
h_{rh}	výška průřezu ramene bodem H	mm
k_{RC}	statická bezpečnost v ohybu v místě C	-
k_{RH}	statická bezpečnost v ohybu v místě H	-
k_S	součinitel bezpečnosti	-
l	rameno ohybového momentu čepu	mm
$l_{\check{c}}$	délka čepu	mm
m_1	hmotnost motocyklu na předním kole	kg
m_2	hmotnost motocyklu na zadním kole	kg
p_{DOV}	dovolený tlak	MPa
p_D	měrný tlak v čepu D	MPa
p_C	měrný tlak v čepu C	MPa
p_H	měrný tlak v čepu H	MPa
α	úhel naklopení ramene nůžkového mechanismu	°
δ	úhel naklopení hydraulického válce	°
σ_D	dovolené ohybové napětí	MPa
σ_{DT}	tlakové napětí v rameni	MPa
σ_O	ohybové napětí	MPa
σ_{RED}	výsledné redukované napětí	MPa
τ	smykové napětí	MPa
τ_D	dovolené smykové napětí	MPa

Úvod

Obecně jsou zvedáky zařízení určená pro zvedání břemen do výšky od několika centimetrů až do několika metrů. V této práci se budu zabývat pouze zvedáky pro motocykly, jejichmi druhy a použitím jednotlivých typů. Zvedáky se používají zejména pro usnadnění opravných prací na motocyklu, či pro jejich stabilní bezpečné umístění. Použití takovýchto zařízení můžeme nejčastěji pozorovat v profesionálních dílnách zabývajících se opravami motocyklů, ale neméně často, a zejména s jejich levnějšími variantami, se setkáme u běžných lidí provozujících motoristický sport.

1 Cíle bakalářské práce

S ohledem na splnění zadání bakalářské práce byly vytyčeny následující dílčí cíle:

- popsat používané typy motocyklových zvedáků
- provést rozbor používaných druhů pohonů nůžkových zvedáků
- popsat konstrukční řešení zvedáku
- navrhnout nůžkovou konstrukci
- navrhnout hydraulický systém
- navrhnout a zkontrolovat čepy
- provést kontrolu ramen nůžkového mechanismu
- nakreslit sestavný výkres a výkres dolního svařovaného rámu

2 Používané typy motocyklových zvedáků

Nejjednodušší a zároveň nejlevnější typ zvedáku je pákový zvedák, nebo stojan, kde rozlišujeme dva základní typy. První typ je svou konstrukcí přizpůsobený spíše pro silniční motocykly (obr. 2.1), zatímco druhý pro terénní motocykly (obr. 2.2).



Obr. 2.1 – Pákový zvedák, 1. typ [4]



Obr. 2.2 – Pákový zvedák, 2. typ [5]

Dalším druhem zvedáku je zařízení, používané zejména pro motocykly robustnějších konstrukčních proporcí, nejčastěji poháněno hydraulickou pístnicí. Použití tohoto zvedáku je prosté, zvedákem najedeme pod prostor motoru a nožní pumpou motocykl zvedneme do požadované výšky.



Obr. 2.3 – Hydraulický zvedák pro motocykly

Posledním typem zvedáku je plošinový zvedák s nůžkovou zvedací konstrukcí. Takový typ zvedáku je určen zejména pro zvedání motocyklů při jejich profesionální údržbě a servisních pracích v autorizovaných servisech. Tento zvedák zajišťuje dostatečný komfort při práci umístěním motocyklu do požadované výšky a zároveň tak přispívá ke zvýšení pracovní bezpečnosti mechaniků.



Obr. 2.4 – Nůžkový motocyklový zvedák

Návrh tohoto typu zvedáku je úkolem bakalářské práce.

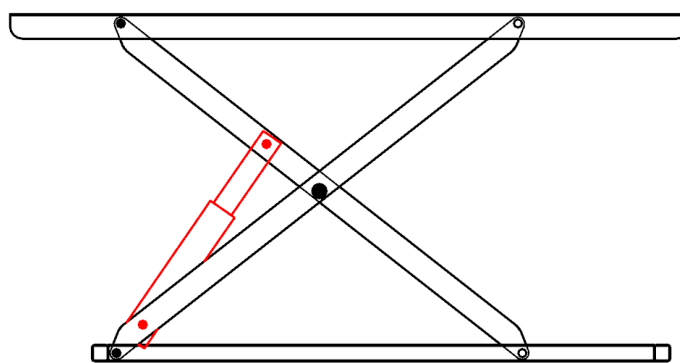
3 Druhy pohonů nůžkového zvedáku

Existuje mnoho způsobů pohonu nůžkových mechanismů. V této kapitole zmíním pouze pohony nejčastěji používané pro nůžkové zvedáky motocyklů. Pod pojmem pohon nůžkového mechanismu rozumíme zařízení, které uvádí tento mechanismus do pohybu a způsobuje tak zdvih plošiny zvedáku.

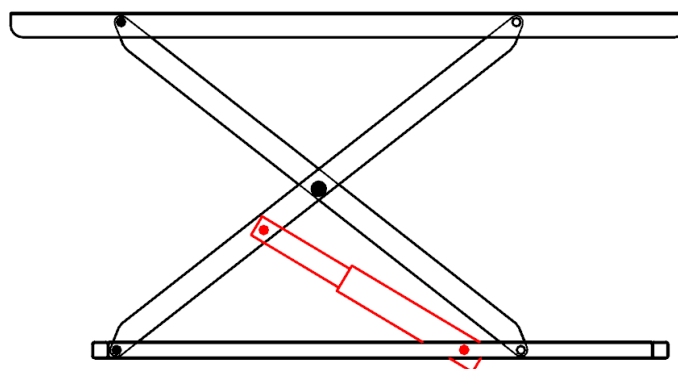
3.1 Hydraulický válec

Princip hydraulického systému je založen na dvou důležitých poznatcích, jedním z nich je to že kapalinu považujeme za téměř nestlačitelnou a druhým je Pascalův zákon. Pascalův zákon říká, že jestliže působíme na kapalinu v uzavřené nádobě vnější tlakovou silou, pak tlak vzroste v každém místě kapaliny o stejnou hodnotu. V praxi potom máme hydraulické zařízení, které se skládá z nožní, nebo ruční pumpy, která vyvolává v systému tlak, ten je nejčastěji pomocí hydraulických hadic přenesen k samotnému hydraulickému válci, jenž má větší plochu podstavy než píst v pumpě. Tím se síla nejen přenese, ale také na výstupu značně znásobí.

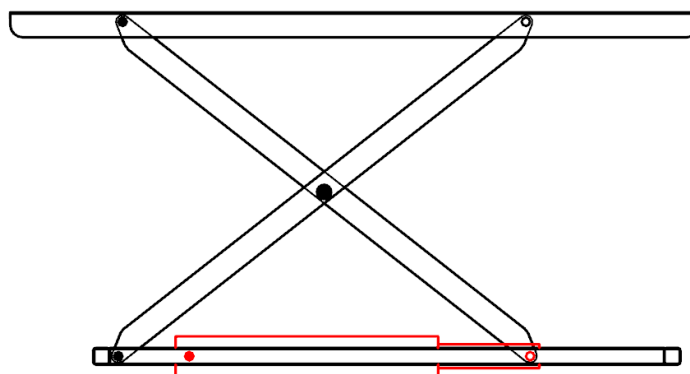
Na následujících obrázcích jsou znázorněny varianty umístění hydraulického válce do nůžkového zvedáku (Obr. 3.1 – Obr. 3.3).



Obr. 3.1 – Varianta 1



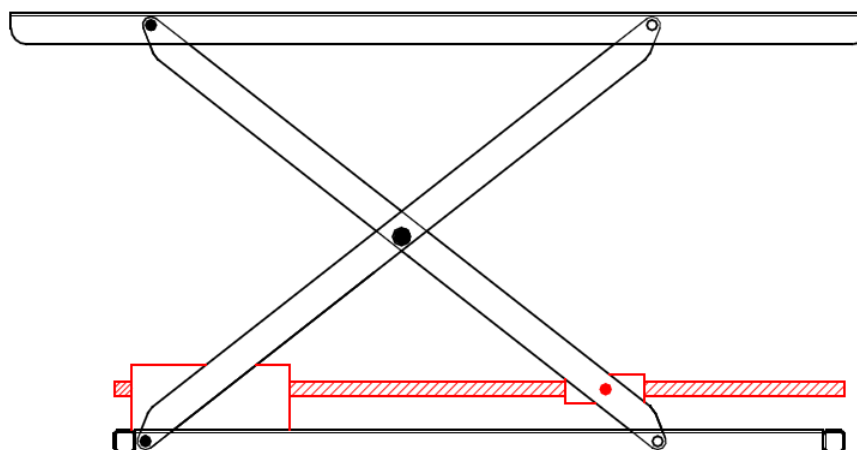
Obr. 3.2 – Varianta 2



Obr. 3.3 – Varianta 3

3.2 Pohybový šroub

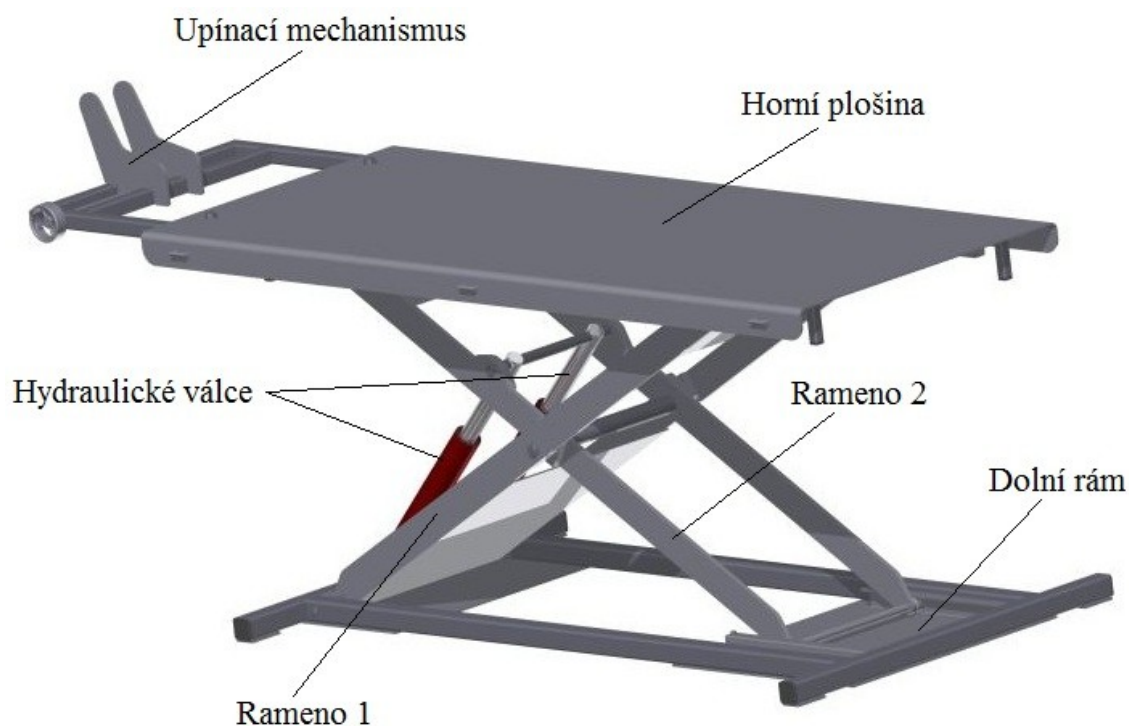
Pohybový šroub je mechanické zařízení měnící rotační pohyb na posuvný, nebo naopak. V případě použití pohybového šroubu v nůžkovém zvedáku se uplatní změna rotačního pohybu, způsobeného nejčastěji elektromotorem, na pohyb posuvný. Šroub je ve zvedáku umístěn rovnoběžně se spodním rámem tak, aby se neposouval. Pohybový šroub by samozřejmě neměl význam bez matice, která je otočně upevněna na jednom z ramen nůžkového mechanismu, když matice koná posuvný pohyb, rameno se pohybuje spolu s ní.



Obr. 3.4 – Umístění pohybového šroubu ve zvedáku

4 Konstrukční řešení zvedáku

Na obrázku 4.1 je zobrazen návrh hydraulického nůžkového zvedáku pro motocykl, zkonstruovaného v souladu se zadáním bakalářské práce.



Obr. 4.1 – Nůžkový hydraulický zvedák



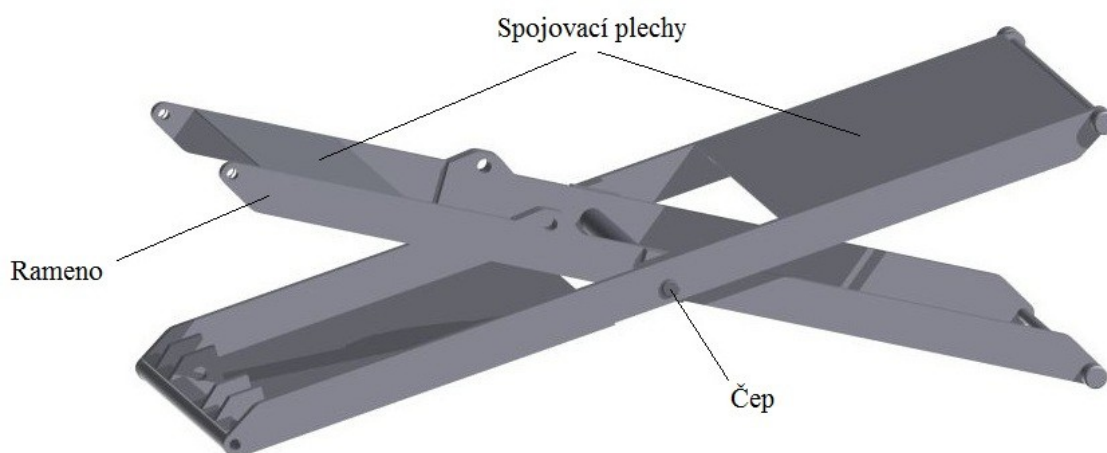
Obr. 4.2 – Nůžkový zvedák v nejnižší poloze (výška 135 mm)



Obr. 4.3 – Nůžkový zvedák v nejvyšší poloze (výška 850 mm)

5 Návrh nůžkové konstrukce

Na obrázku 5.1 je znázorněna jednonůžková konstrukce, sestavena ze 4 ramen, spojovacích plechů a čepu.



Obr. 5.1 – Nůžková konstrukce

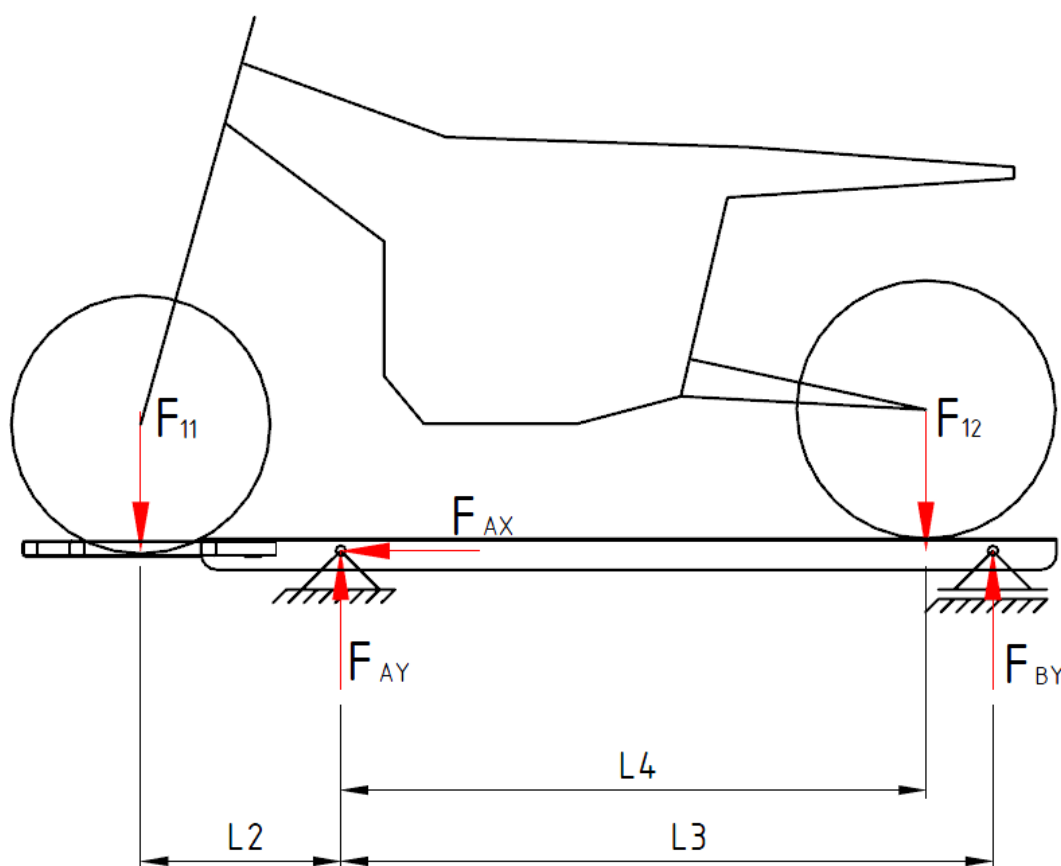
Ramena jsou spojena uprostřed centrálním čepem a zároveň jsou dvojce ramen propojeny mezi sebou pomocí plechů, které určují jejich vzájemnou polohu a zabraňují vzpěru ramen. Tento nůžkový mechanismus je upevněn do spodního svařovaného rámu i do horní zvedací plošiny pomocí čepů na jedné straně a na opačné straně pomocí kolejnic, které umožňují horizontální pohyb nůžkové konstrukce.

5.1 Výpočet reakcí v základních bodech nůžkového mechanismu

Statický výpočet reakcí nůžkové konstrukce byl proveden metodou uvolňování jednotlivých těles z celého mechanismu. Tato metoda je založena na principu vyjmutí každého tělesa z nůžkové konstrukce a následném zavedení reakčních sil, které na toto těleso působí. Posledním krokem pro výpočet reakcí je sestavení podmínek rovnováhy. Číselné hodnoty jednotlivých úhlů a vzdáleností jsou odečteny, pomocí programu Autodesk Inventor, ze sestavného výkresu.

5.1.1 Výpočet zatížení plošiny zvedáku na ramena nůžkového mechanismu

Nejprve je třeba znát rozložení sil, kterými motocykl na plošinu zvedáku působí. Z konstrukce zvedáku je zřejmé, že umístění předního kola motocyklu je jasně dáno, zatímco umístění zadního kola závisí na geometrických rozměrech motocyklu. Proto jsem stanovil rozvor kol motocyklu na hodnotu $1,5\text{ m}$. Dále je pro výpočet zásadní, jaké je rozložení váhy motocyklu mezi přední a zadní kolo. Experimentálním měřením jsem zjistil, že rozdělení váhy mezi přední a zadní kolo je přibližně $\frac{7}{8}$. V zadání je stanovena nosnost zvedáku na 200 kg , proto musím tuto hodnotu rozdělit v poměru $\frac{7}{8}$, abych mohl dopočítat síly, kterými by takto těžký motocykl působil na plošinu zvedáku. Hned v prvním kroku výpočtu vydělím hmotnosti dvěma, protože v nůžkovém mechanismu jsou 2 ramena vedle sebe a já chci znát reakce pouze v jednom z nich.



Obr. 5.2 – Schéma zatížení horní plošiny

Rozdělení hmotnosti

$$m_1 = 93 \text{ kg (přední kolo)}$$

$$m_2 = 107 \text{ kg (zadní kolo)}$$

Výpočet zatěžujících sil od motocyklu

$$F_{11} = \frac{m_1}{2} \cdot g = \frac{93}{2} \cdot 9,81 = 456 \text{ kg} \quad (5.1)$$

$$F_{12} = \frac{m_2}{2} \cdot g = \frac{107}{2} \cdot 9,81 = 525 \text{ kg} \quad (5.2)$$

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 = -F_{AX} \quad (5.3)$$

$$\sum F_y = 0 = F_{AY} + F_{BY} - F_{11} - F_{12} \quad (5.4)$$

$$\sum M_A = 0 = -F_{11} \cdot L_2 + F_{12} \cdot L_4 - F_{BY} \cdot L_3 \quad (5.5)$$

$$F_{BY} = \frac{F_{12} \cdot L_4 - F_{11} \cdot L_2}{L_3} \quad (5.6)$$

$$F_{AY} = F_{11} + F_{12} - F_{BY} \quad (5.7)$$

Výsledky vypočítaných sil jsou uvedeny v tab. 5.3.

5.1.2 Výpočet reakcí a momentů v kloubech ramene 1

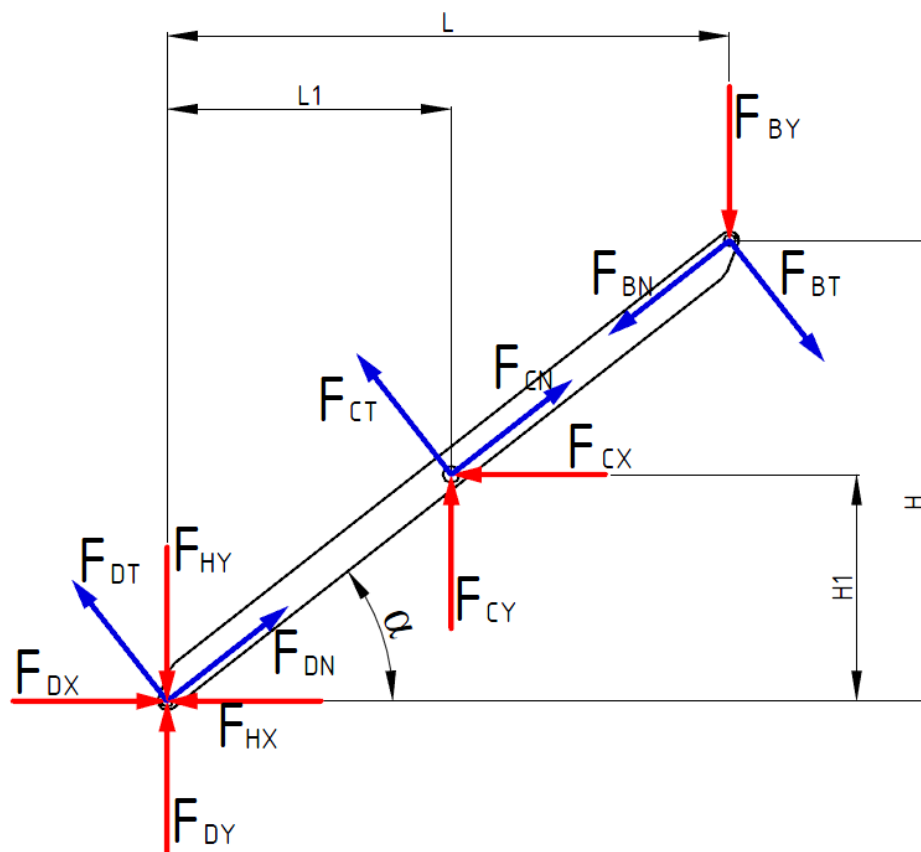
Na obr. 5.3 je znázorněno rameno 1, které je vyjmuto z nůžkového mechanismu, a jsou v něm zavedeny všechny reakční síly, které jsou také převedeny do tečných a normálových složek. Výsledky vypočítaných reakcí a momentů jsou uvedeny v tab. 5.3.

Normálové síly F_N

Na ramena působí tlakové namáhání, které je vyvozeno všemi akčními a reakčními silami působícími rovnoběžně s osou ramena. Normálové síly proto vypočteme součtem všech těchto sil.

Tečné síly F_T

Tyto síly působí kolmo k ose ramene, tedy jsou kolmé i k normálovým silám. Tečné síly v rameni vyvolávají smykové napětí a vypočítáme je součtem všech akčních a reakčních sil působících kolmo k ose ramene.



Obr. 5.3 – Reakce v rameni 1, normálové a tečné složky sil

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 = F_{DX} - F_{CX} - F_H \cdot \cos\delta \quad (5.8)$$

$$\sum F_y = 0 = F_{DY} + F_{CY} - F_{BY} - F_H \cdot \sin\delta \quad (5.9)$$

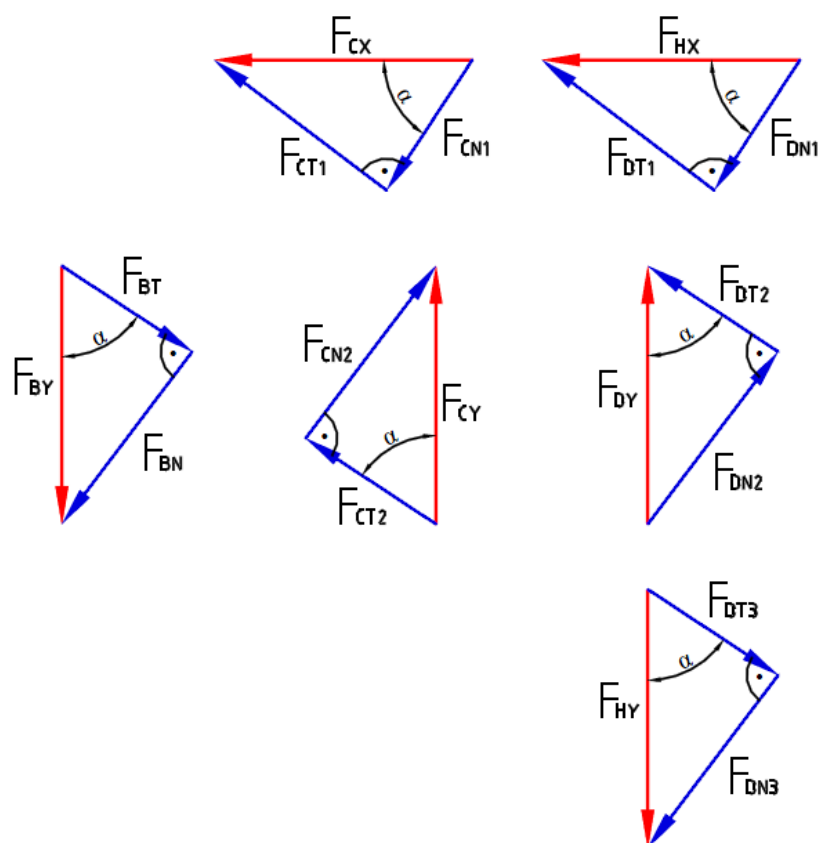
$$\sum M_D = -F_{CX} \cdot H_1 - F_{CY} \cdot L_1 + F_{BY} \cdot L \quad (5.10)$$

$$F_{DY} = F_H \cdot \sin\delta + F_{BY} - F_{CY} \quad (5.11)$$

$$F_{DX} = F_H \cdot \cos\delta + F_{CX} \quad (5.12)$$

$$F_{CY} = \frac{F_{BY} \cdot L - F_{CX} \cdot H_1}{L_1} \quad (5.13)$$

Výpočet tečných a normálových sil byl proveden podle obr. 5.4, výsledky jsou uvedeny v tab. 5.4.



Obr. 5.4 – Rozložení sil v kloubech B, C, D na tečné a normálové složky

Tečné síly

$$F_{BT} = F_{BY} \cdot \cos \alpha \quad (5.14)$$

$$F_{CT} = F_{CT1} + F_{CT2} \quad (5.15)$$

$$F_{CT1} = F_{CX} \cdot \sin \alpha ; F_{CT2} = F_{CY} \cdot \cos \alpha \quad (5.16)$$

$$F_{DT} = F_{DT1} + F_{DT2} - F_{DT3} \quad (5.17)$$

$$F_{DT1} = F_{HX} \cdot \sin \alpha ; F_{DT2} = F_{DY} \cdot \cos \alpha ; F_{DT3} = F_{HY} \cdot \cos \alpha \quad (5.18)$$

Normálové síly

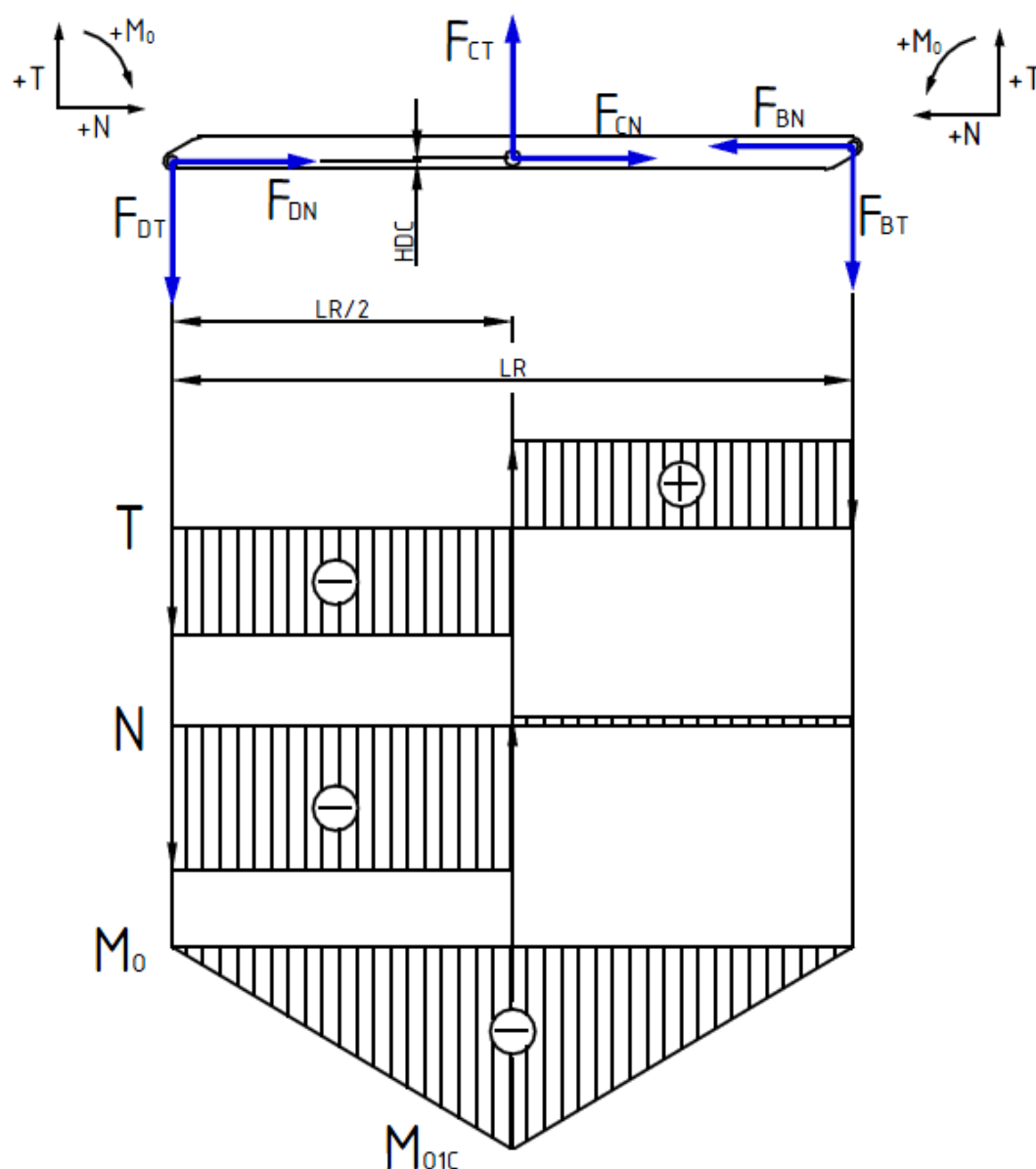
$$F_{BN} = F_{BY} \cdot \sin \alpha \quad (5.19)$$

$$F_{CN} = F_{CN2} - F_{CN1} \quad (5.20)$$

$$F_{CN2} = F_{CY} \cdot \sin \alpha ; F_{CN1} = F_{CX} \cdot \cos \alpha \quad (5.21)$$

$$F_{DN} = -F_{DN1} + F_{DN2} - F_{DN3} \quad (5.22)$$

$$F_{DN1} = F_{HX} \cdot \cos \alpha ; F_{DN2} = F_{DY} \cdot \sin \alpha ; F_{DN3} = F_{HY} \cdot \sin \alpha \quad (5.23)$$

Vnitřní statické účinky

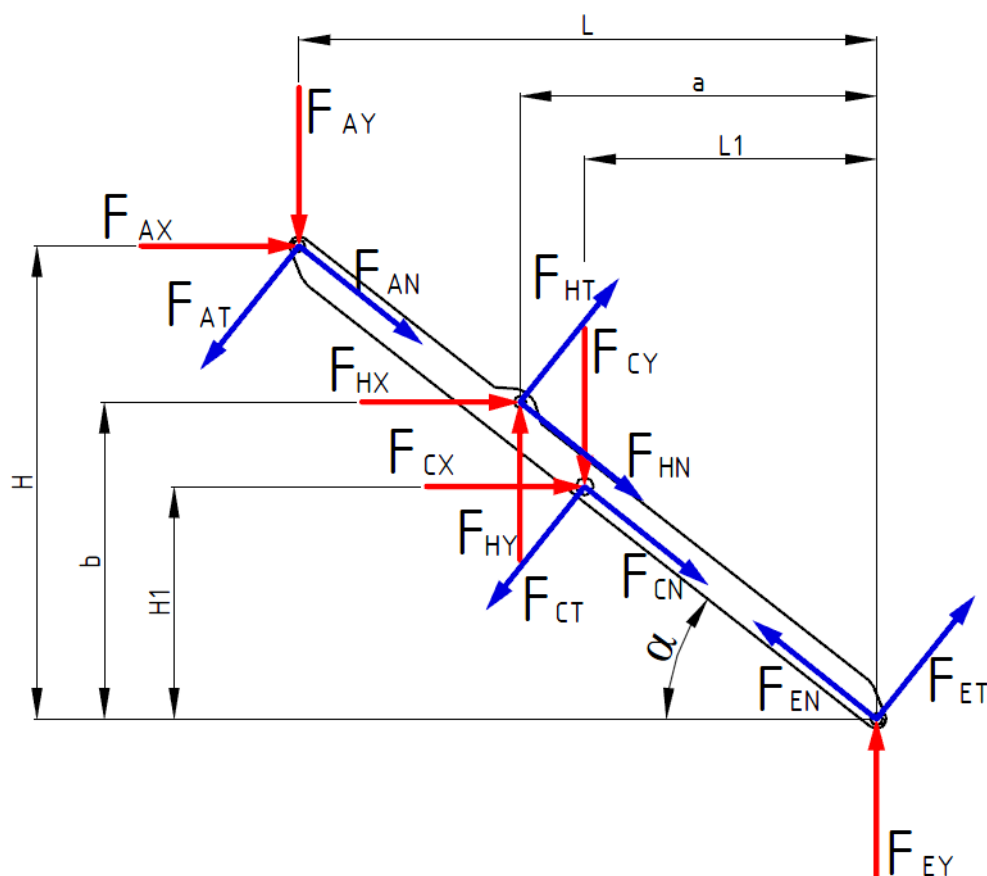
Obr. 5.5 – Vnitřní statické účinky v rameni 1

Maximální ohybový moment v rameni 1 (kloub C)

$$M_{01C} = -F_{DT} \cdot \frac{L_R}{2} - F_{DN} \cdot H_{DC} \quad (5.24)$$

5.1.3 Výpočet reakcí a momentů v kloubech ramene 2

Na obr. 5.6 je znázorněno rameno 2, které je vyjmuto z nůžkového mechanismu, a jsou v něm zavedeny všechny reakční síly, které jsou také převedeny do tečných a normálových složek. Výsledky vypočítaných reakcí a momentů jsou uvedeny v tab. 5.3.



Obr. 5.6 – Reakce v rameni 2, normálové a tečné složky sil

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_X = 0 = F_{AX} + F_{CX} + F_H \cdot \cos\delta \quad (5.25)$$

$$\sum F_Y = 0 = F_{EY} + F_H \cdot \sin\delta - F_{AY} - F_{CY} \quad (5.26)$$

$$\sum M_E = 0 = F_{AX} \cdot H - F_{AY} \cdot L + F_{CX} \cdot H_1 - F_{CY} \cdot L_1 + F_H \cdot \cos\delta \cdot b + F_H \cdot \sin\delta \cdot a \quad (5.27)$$

$$F_{HX} = F_H \cdot \cos\delta \quad (5.28)$$

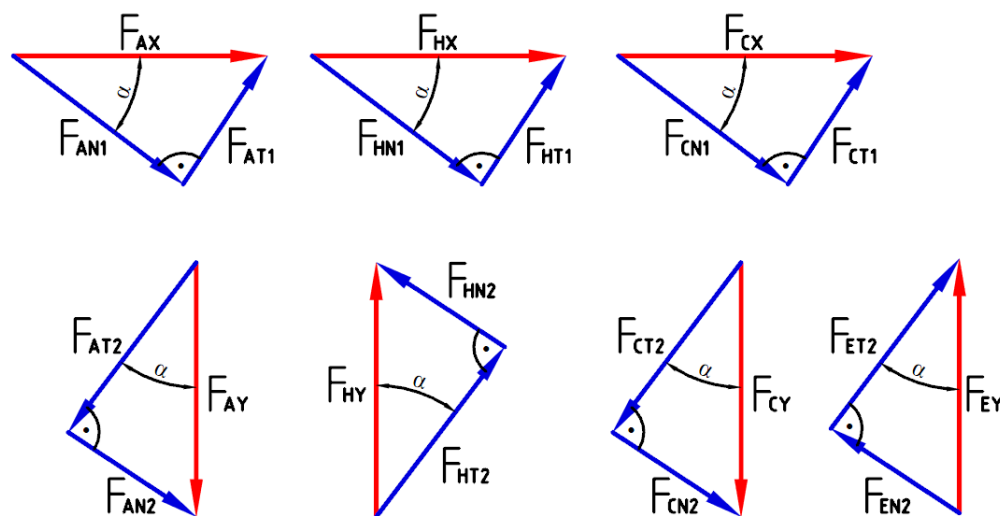
$$F_{HY} = F_H \cdot \sin\delta \quad (5.29)$$

$$F_{CX} = -F_H \cdot \cos\delta \quad (5.30)$$

$$F_{EY} = F_{AY} + F_{CY} - F_H \cdot \sin\delta \quad (5.31)$$

$$F_H = \frac{F_{AY} \cdot L + F_{BY} \cdot L}{\cos\delta \cdot b + \sin\delta \cdot a - 2 \cdot \cos\delta \cdot H_1} \quad (5.32)$$

Výpočet tečných a normálových sil byl proveden podle obr. 5.6, výsledky jsou uvedeny v tab. 5.4.



Obr. 5.7 – Rozložení sil v kloubech A, H, C, E na tečné a normálové složky

Tečné síly

$$F_{AT} = F_{AT1} - F_{AT2} \quad (5.32)$$

$$F_{AT1} = F_{AX} \cdot \sin \alpha ; F_{AT2} = F_{AY} \cdot \cos \alpha \quad (5.33)$$

$$F_{HT} = F_{HT1} + F_{HT2} \quad (5.34)$$

$$F_{HT1} = F_{HX} \cdot \sin \alpha ; F_{HT2} = F_{HY} \cos \alpha \quad (5.35)$$

$$F_{CT} = F_{CT1} - F_{CT2} \quad (5.36)$$

$$F_{CT1} = F_{CX} \cdot \sin \alpha ; F_{CT2} = F_{CY} \cdot \cos \alpha \quad (5.37)$$

$$F_{ET} = F_{ET2} \cdot \cos \alpha \quad (5.38)$$

Normálové síly

$$F_{AN} = -F_{AN1} - F_{AN2} \quad (5.39)$$

$$F_{AN1} = F_{AX} \cdot \cos \alpha ; F_{AN2} = F_{AY} \cdot \sin \alpha \quad (5.40)$$

$$F_{HN} = F_{HN2} - F_{HN1} \quad (5.50)$$

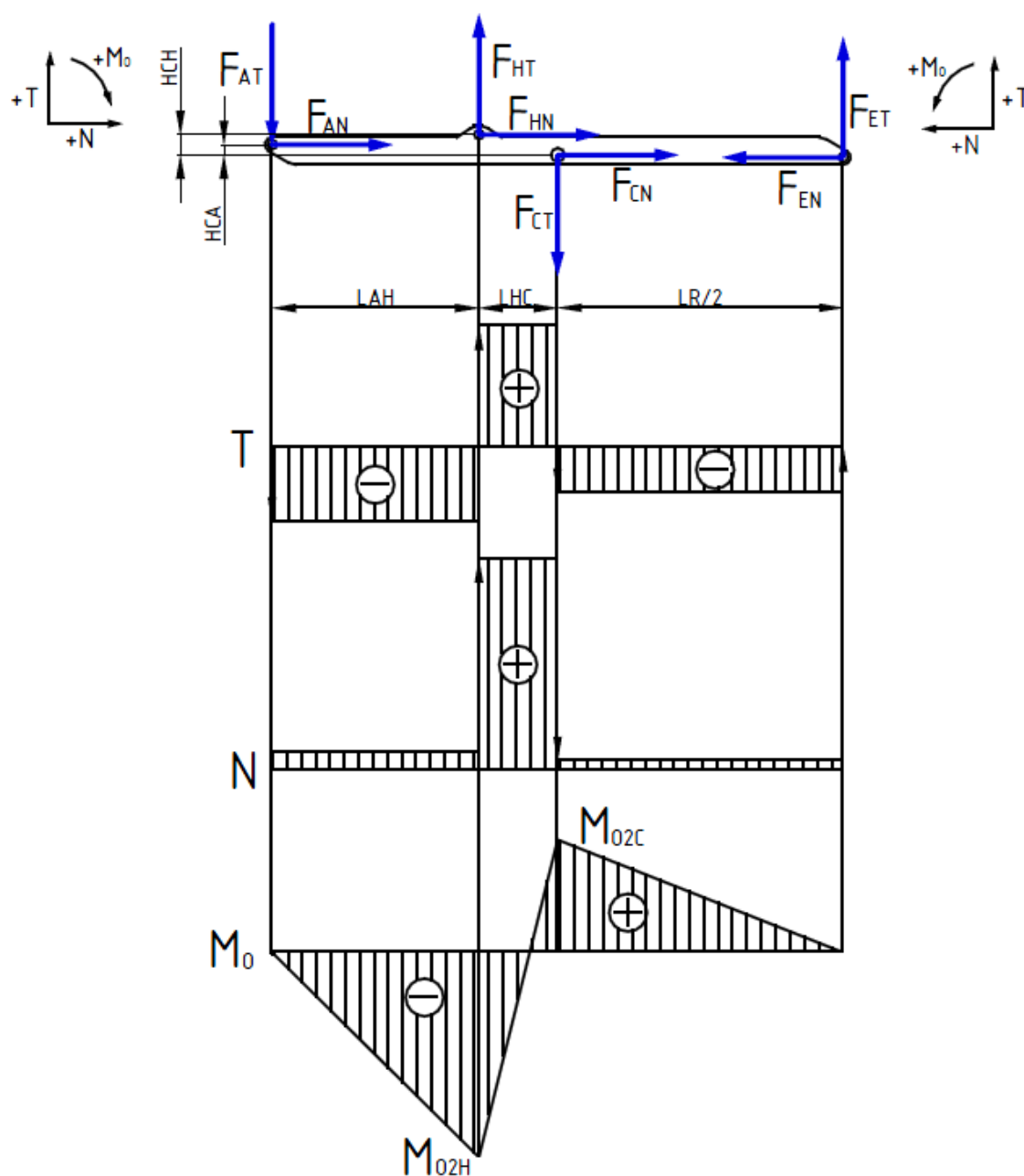
$$F_{HN2} = F_{HY} \cdot \sin \alpha ; F_{HN1} = F_{HX} \cdot \cos \alpha \quad (5.51)$$

$$F_{CN} = -F_{CN1} - F_{CN2} \quad (5.52)$$

$$F_{CN1} = F_{CX} \cdot \cos \alpha ; F_{CN2} = F_{CY} \cdot \sin \alpha \quad (5.53)$$

$$F_{EN} = F_{EN2} \cdot \sin \alpha \quad (5.54)$$

Vnitřní statické účinky



Obr. 5.8 – Vnitřní statické účinky v rameni 2

Výpočet maximálních ohybových momentů v rameni 2 (klouby H a C)

$$M_{02H} = -F_{AT} \cdot L_{AH} - F_{AN} \cdot (H_{CH} - H_{CA}) \quad (5.55)$$

$$M_{02C} = -F_{AT} \cdot \frac{L_R}{2} + F_{AN} \cdot H_{CA} + F_{HT} \cdot L_{HC} + F_{HN} \cdot H_{CH} \quad (5.56)$$

5.2 Tabulky výsledných hodnot reakcí, momentů a rozměrů zvedáku

V tab. 5.1 jsou uvedeny rozměry zvedáku závislé na výšce zdvihu (H_Z), tyto rozměry jsou společně s rozměry z tab. 5.2, které nejsou na výšce zdvihu závislé, zjištěny ze sestavného výkresu pomocí programu Autodesk Inventor.

Tab. 5.1 – Rozměry zvedáku proměnné s výškou

Výšky				Délky			Úhly	
H_Z	H	H_1	b	$L = L_3$	L_1	a	δ	α
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]	[°]
135	87	35	88	1262	631	802	9,65	2,68
225	177	80	145	1251	625	792	16,60	6,77
315	267	125	207	1234	617	779	23,14	10,91
405	357	170	259	1209	605	761	29,25	15,12
495	447	215	315	1178	589	738	34,93	19,42
585	537	261	372	1139	569	710	40,22	23,85
675	627	306	428	1091	545	677	45,17	28,44
765	717	351	484	1033	517	637	49,84	33,25
850	802	394	536	968	484	593	54,06	38,07

Tab. 5.2 – Stálé rozměry zvedáku

Výšky			Délky				
H_{DC}	H_{CA}	H_{CH}	L_R	L_{AH}	L_{HC}	L_2	L_4
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
5,5	22,5	44,85	1265	458,23	174,27	383	1118

V tab. 5.3 jsou uvedeny výsledné hodnoty sil působících v jednotlivých místech, včetně velikosti potřebné síly hydraulického válce, při různých velikostech zdvihu. Obecné výpočty těchto sil jsou uvedeny v kap. 5.1.1, 5.1.2 a 5.1.3.

Tab. 5.3 – Výsledné síly v jednotlivých čepech

Výška	Síly										
H _Z	F _{I1}	F _{I2}	F _{AX}	F _{AY}	F _{BY}	F _{CX}	F _{CY}	F _{DX}	F _{DY}	F _{EY}	F _H
[mm]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
135	456	525	0	654	327	-8042	1100	0	594	387	8157
225	456	525	0	651	330	-5557	1370	0	616	365	5798
315	456	525	0	647	334	-4181	1517	0	605	376	4547
405	456	525	0	640	341	-3450	1653	0	620	361	3955
495	456	525	0	631	350	-2893	1758	0	612	369	3529
585	456	525	0	619	362	-2479	1859	0	599	382	3247
675	456	525	0	603	378	-2156	1965	0	581	400	3057
765	456	525	0	582	399	-1891	2084	0	555	426	2932
850	456	525	0	555	426	-1678	2218	0	522	459	2859

V první a druhé části tab. 5.4 jsou uvedeny tečné a normálové složky sil z tab. 5.3.

Tab. 5.4 – Tečné a normálové síly v jednotlivých čepech, část I

Výška	Síly						
H _Z	F _{AT}	F _{AN}	F _{BT}	F _{BN}	F _{CT}	F _{CN}	F _{CT} *
[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
135	653	31	326	15	723	8085	1474
225	647	77	327	39	706	5679	2016
315	635	122	328	63	698	4393	2281
405	618	167	329	89	696	3762	2496
495	595	210	330	116	696	3313	2620
585	566	250	331	146	698	3019	2703
675	530	287	332	180	702	2831	2755
765	487	319	334	219	706	2724	2780
850	437	342	335	263	712	2689	2781

Tab. 5.4 – Tečné a normálové síly v jednotlivých čepích, část 2

Výška	Síly						
H_Z	F_{CN}^*	F_{DT}	F_{DN}	F_{ET}	F_{EN}	F_{HT}	F_{HN}
[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
135	-7982	397	-8069	387	18	1741	7969
225	-5356	378	-5641	363	43	2300	5322
315	-3818	370	-4329	370	71	2546	3767
405	-2900	367	-3673	349	94	2765	2827
495	-2144	366	-3197	348	123	2867	2057
585	-1516	367	-2873	349	154	2920	1420
675	-960	369	-2651	352	191	2933	863
765	-439	372	-2505	356	233	2910	353
850	47	377	-2426	361	283	2857	-106

V tab. 5.5 jsou uvedeny výsledné ohybové momenty pro obě ramena v místě, kde prochází čep C a pro rameno 2 v místě působení síly hydraulického válce. Tyto momenty jsou spočítány pro různé výšky zdvihu.

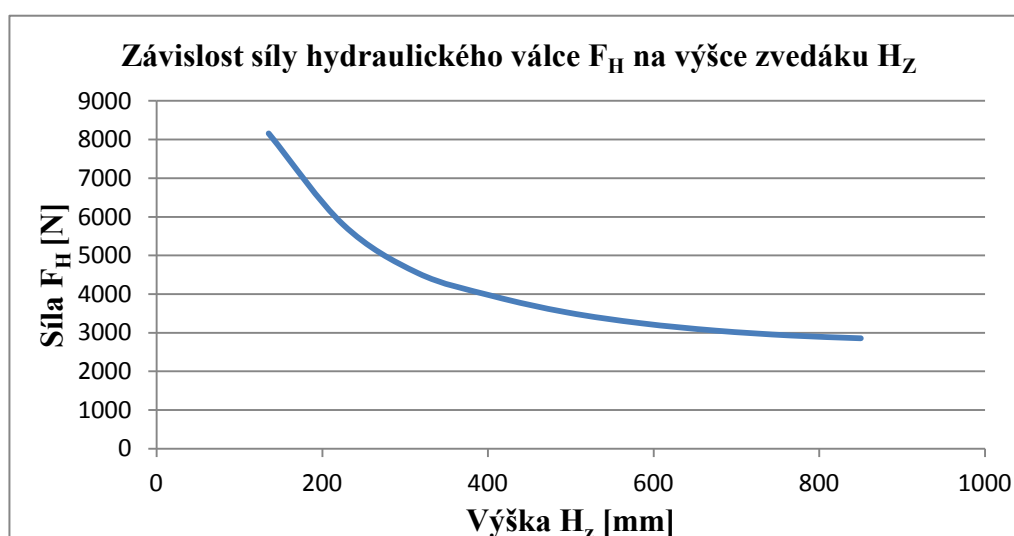
Tab. 5.5 – Výsledné ohybové momenty pro obě ramena v kloubech C, H

Výška	Ohybové momenty		
H_Z	M_{O1C}	M_{O2H}	M_{O2C}
[N]	[Nm]	[Nm]	[Nm]
135	-206,7	-300,1	248,2
225	-208,2	-298,1	232,2
315	-209,9	-293,8	213,8
405	-212,0	-286,9	221,6
495	-214,1	-277,4	220,2
585	-216,4	-265,1	220,1
675	-219,0	-249,5	220,9
765	-221,8	-230,2	222,3
850	-224,9	-208,0	224,4

6 Návrh hydraulického systému

Hydraulický systém se skládá ze dvou vzájemně propojených hydraulických válců, ruční dvojčinné pumpy a hydraulických hadic. Z důvodu zakázkové výroby hydraulických válců jsem zvolil firmu REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o., která se takovou činností zabývá.

F_H je síla jedné pístnice potřebná ke zvednutí zvedáku zatíženého 200 kg. Jak je zřejmé z grafu na obr. 6.1, v nejnižší poloze je potřeba vyvinout nejvyšší sílu pro zvednutí zvedáku.



Obr. 6.1 – Graf závislosti F_H na H_Z

6.1 Hydraulická pumpa

Prvním důvodem volby ruční hydraulické pumpy je nízký počet pracovních cyklů během dne a také neméně důležitým hlediskem je ekonomická stránka věci. Prodejem takových pump se taktéž zabývá firma REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o.



Obr. 6.2 – Ruční hydraulická pampa [8]

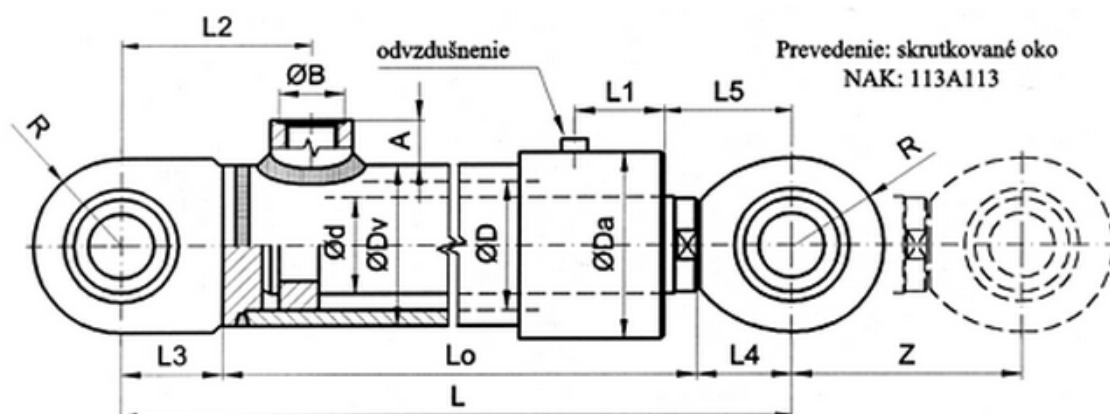
Z tab. 6.1, která uvádí parametry hydraulické pumpy, je zřejmé, že při výtlaku 45 cm^3 je schopna vyvinout tlak 280 bar (28 MPa), což je pro zdvih zvedáku z nejkritičtější polohy dostačující. Pumpa je rovněž vybavena hydraulickým zámkem, který zamezuje samovolnému spouštění zvedáku.

Tab. 6.1 – Hodnoty tlaku hydraulické pumpy[8]

Výtlač	Max. pracovní tlak	Hmotnost Kg
12 cm^3	380 bar	4,4
25 cm^3	350 bar	
45 cm^3	280 bar	

6.2 Hydraulický válec

Dle katalogu [9] firmy REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o. volím přímočarý hydromotor PLV jednočinný s vedením. Vzhledem ke konstrukčním hlediskům zvedáku jsem zvolil vnitřní průměr válce $\varnothing D 40 \text{ mm}$, od čehož se odvíjí podle tab. 6.2 i ostatní rozměry hydraulického válce a zároveň dle tab. 6.3 máme zaručenou dostatečnou výsuvnou sílu hydraulického válce.



Obr. 6.3 – Schéma hydraulického válce [9]

Tab. 6.2 – Tabulka rozměrů [9]

Rozměry v mm																			
Ø d	Ø D	Ø Dv	Ø Da	L	Lo	Zmax.dop	L1	L2min.	L3	L4	L5	H	E	Ø D1	M	Ø B	A	R	
22	32	42	48	155+Z	95+Z	630	35	58	31	29	39	13	16	20	16x1.5	20	14	25	
25	32	42	48	155+Z	95+Z	700	35	58	31	29	39	13	16	20	16x1.5	20	14	25	
28	32	42	48	155+Z	95+Z	800	35	58	31	29	39	13	16	20	16x1.5	20	14	25	
32	40	50	58	155+Z	95+Z	850	35	58	31	29	39	13	16	20	16x1.5	20	14	27	
36	40	50	58	155+Z	95+Z	900	35	58	31	29	39	13	16	20	16x1.5	20	14	27	

Tab. 6.3 – Hodnoty výsuvné síly při stanoveném tlaku média[10]

TABULKA SIL HYDROMOTORŮ					Hodnoty sil jsou v kN při účinnosti hydromotoru 0.95				
válec Ø D	VÝSUVNÁ SÍLA PŘI TLAKU MÉDIA				pístnice Ø d	VRATNÁ SÍLA PRI TLAKU MÉDIA			
	12 MPa	16 MPa	20 MPa	25 MPa		12 MPa	16 MPa	20 MPa	25 MPa
32	9.2	12.2	15.3	19.1	18	6.3	8.4	10.5	13.1
					22	4.8	6.4	8.1	10.1
40	14.3	19.1	23.9	29.8	22	10.0	13.3	16.7	20.8
					25	8.7	11.6	14.6	18.2
					28	7.3	9.7	12.2	15.2
50	22.4	29.8	37.3	46.6	25	16.8	22.4	28.0	35.0
					28	15.4	20.5	25.6	32.0
					32	13.2	17.6	22.0	27.5

Minimální potřebný zdvih hydraulického válce jsem určil odměřením z programu Autodesk Inventor a jeho hodnota je 191 mm. Z tab. 6.4 je zřejmé, že pístnice vyhoví na vzpěr i při maximálním vysunutí.

Tab. 6.4 – Tabulka doporučených zdvihů [10]

válec Ø D	pístnice Ø d	TABULKA DOPORUČENÝCH ZDVIHŮ PRO PRACOVNÍ TLAK 16 MPa																
		50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800	900	1000	1100	1200
32	18	•	•	•	•	•	•	•	•	0	0							
40	22		•	•	•	•	•	•	•	•	0	0						
50	25			•	•	•	•	•	•	•	•	0	0					



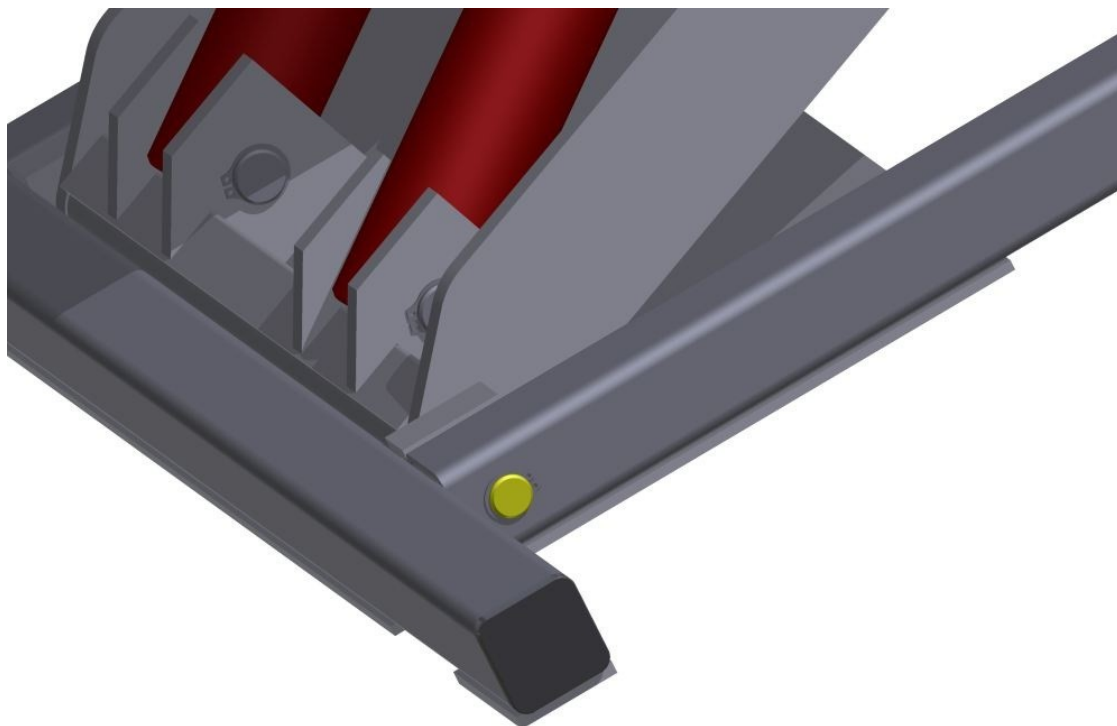
Obr. 6.4 - Přibližný finální vzhled hydraulického válce

7 Návrh a kontrola čepů

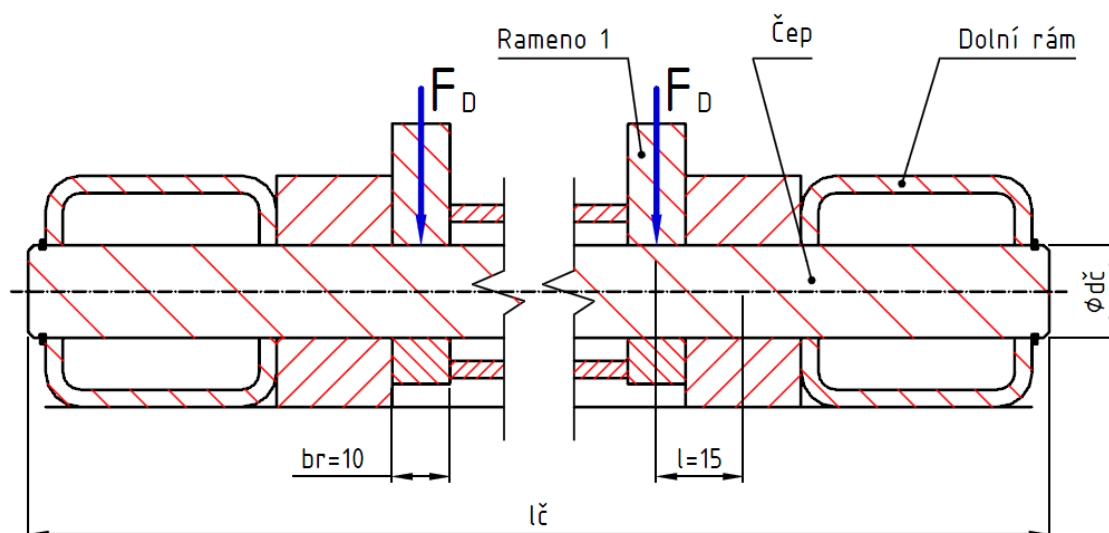
Čepy jsou použity pro vytvoření kloubů, které přenášejí tahové nebo tlakové síly kolmé k ose čepu. Jelikož jsou čepy uloženy v otvorech s vůlí, kontrolují se na ohyb a na smyk. Čepy je také nutno zajistit proti axiálnímu pohybu, což jsem provedl pomocí pojistných kroužků. Čepy jsou namáhány silami, které jsem spočítal již dříve v kap. 5.1. Pro zjednodušení nebudu počítat všechny čepy, protože některé jsou si podobné. Průměr čepu A si můžu dovolit zvolit stejný jako průměr čepu D, protože je namáhán menšími silami za příznivějších podmínek. Průměr čepu F volím na základě stejného odůvodnění shodný s průměrem čepu H. Kontrolované čepy jsou na obrázcích vyznačeny žlutou barvou. Statická bezpečnost $k_s = 1,5$.

7.1 Čep D

Materiál čepu volím S355J2G3 (11 523.1), který má mez kluzu $Re = 333 \text{ MPa}$. Výpočet je proveden pro sílu F_D . [11]



Obr. 7.1 – Čep D



Obr. 7.2 – Řez čepem D

Maximální ohybový moment od síly F_D :

$$M_O = F_D \cdot l = 620 \cdot 15 = 9300 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.11)$$

$$F_D = F_{DY} = 620 \text{ N} \quad (7.12)$$

Určení průměru čepu:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{M_O \cdot 32}{\pi \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \frac{Re}{k_S} \quad (7.13)$$

$$\Rightarrow d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{M_O \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{9300 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 333}} = 7,53 \text{ mm} \quad (7.14)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}} = 16 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}} = 526 \text{ mm}$.

Kontrola čepu na smyk byla provedena a čep vyhovuje.

Kontrola na otlačení:

Kontrola je provedena pro místo styku ramene 1 s čepem, kde je vyvíjen na čep největší tlak. Dovolенý tlak $p_{DOV} = 30 \text{ MPa}$.

$$p_D \leq p_{DOV}$$

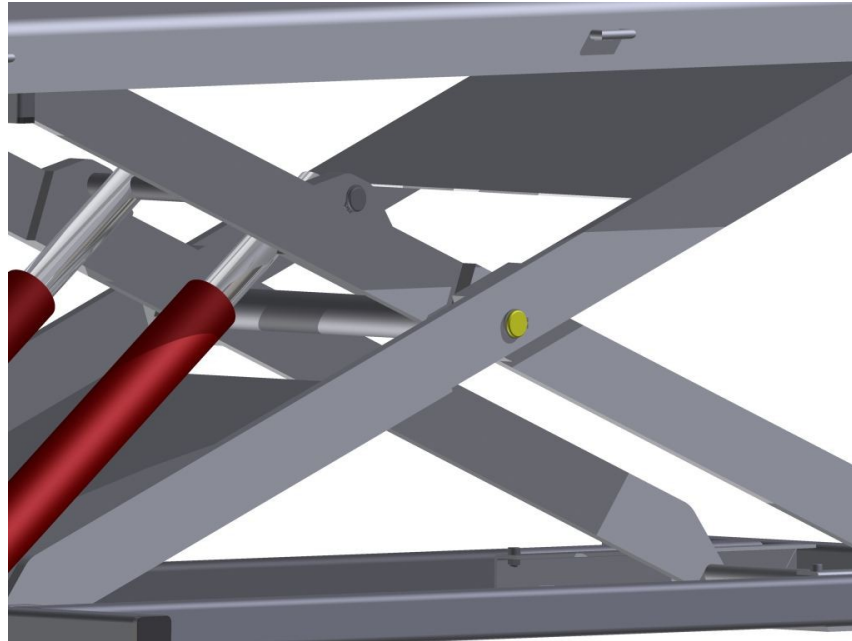
$$p_D = \frac{F}{S} = \frac{F_D}{d_{\check{c}} \cdot b_r} = \frac{620}{16 \cdot 10} = 3,9 \text{ MPa} \quad (7.15)$$

$3,9 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa} \Rightarrow \text{kontrola vyhovuje}$

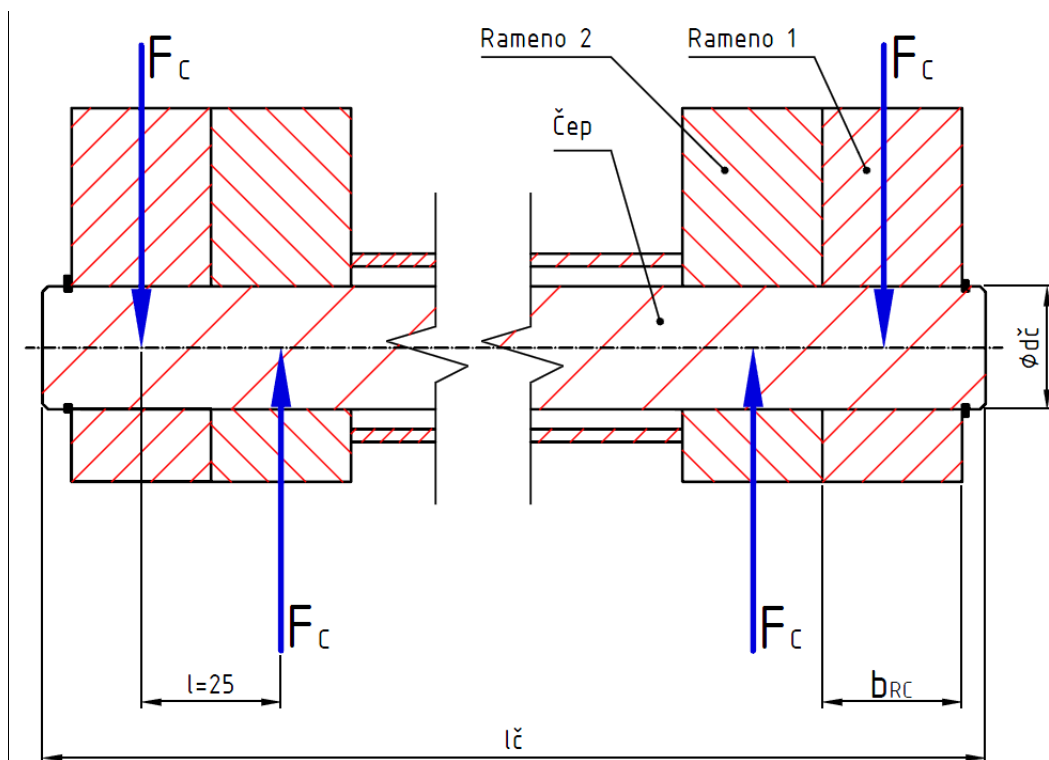
Čep A byl zvolen ze stejného materiálu S355J2G3 (11 523.1) o stejném průměru $d_{\text{č}} = 16 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\text{č}} = 36 \text{ mm}$.

7.2 Čep C

Materiál čepu volím S355J2G3 (11 523.1), který má mez kluzu $Re = 333 \text{ MPa}$. Výpočet je proveden pro sílu F_C . [11]



Obr. 7.3 – Čep C



Obr. 7.4 – Řez čepem C

Maximální ohybový moment od síly F_C :

$$M_O = F_C \cdot l = 8117 \cdot 25 = 202925 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.21)$$

$$F_C = \sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2} = \sqrt{8042^2 + 1100^2} = 8117 \text{ N} \quad (7.22)$$

Určení průměru čepu:

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{M_O \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{202925 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 333}} = 21,04 \text{ mm} \quad (7.23)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}} = 22 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}} = 408 \text{ mm}$.

Kontrola čepu na smyk byla provedena a čep vyhovuje.

Kontrola otlačení:

$$p_C \leq p_{DOV}$$

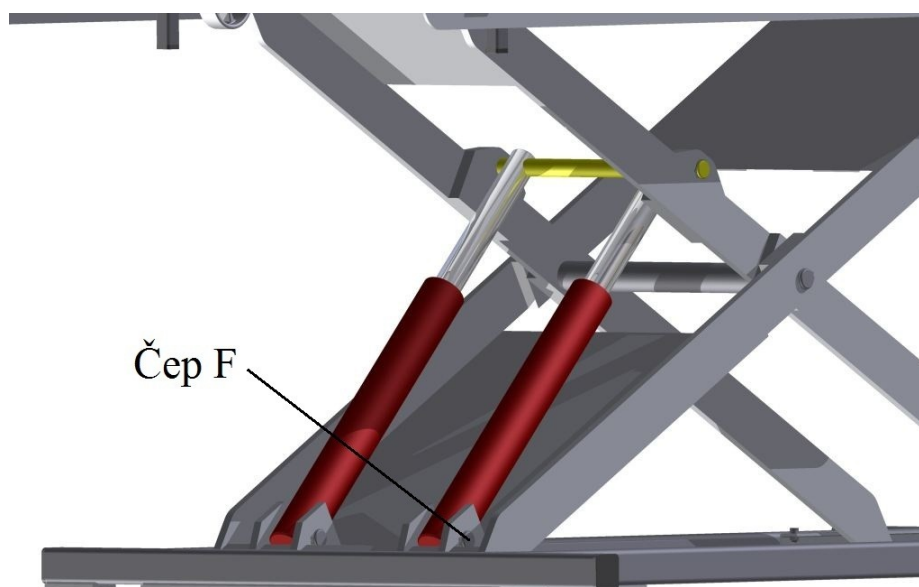
$$p_C = \frac{F}{S} = \frac{F_C}{d_{\check{c}} \cdot b_{RC}} = \frac{8117}{22 \cdot 25} = 14,8 \text{ MPa} \quad (7.24)$$

$$14,8 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa}$$

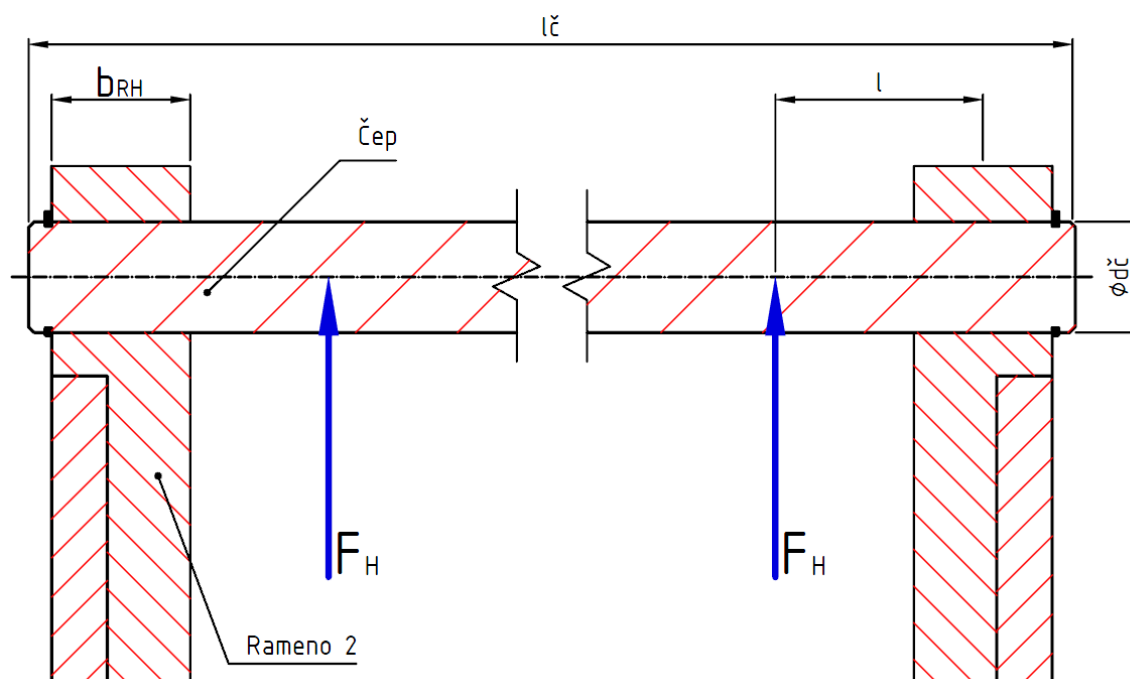
7.3 Čep H

Materiál čepu volím 16MnCr5 (14 220.4), který má mez kluzu $Re = 590 \text{ MPa}$.

Výpočet je proveden pro sílu F_H . [11]



Obr. 7.5 – Čep H (žlutý), čep F



Obr. 7.6 – Řez čepem H

Maximální ohybový moment od síly F_H :

$$M_O = F_H \cdot l = 8157 \cdot 37,5 = 305887,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.31)$$

Určení průměru čepu:

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{M_O \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{305887,5 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 590}} = 19,93 \text{ mm} \quad (7.32)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}} = 20 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}} = 324 \text{ mm}$.

Kontrola čepu na smyk byla provedena a čep vyhovuje.

Kontrola na otláčení:

$$p_H \leq P_{DOV}$$

$$p_H = \frac{F}{S} = \frac{F_H}{d_{\check{c}} \cdot b_{RH}} = \frac{8157}{20 \cdot 25} = 16,3 \text{ MPa} \quad (7.33)$$

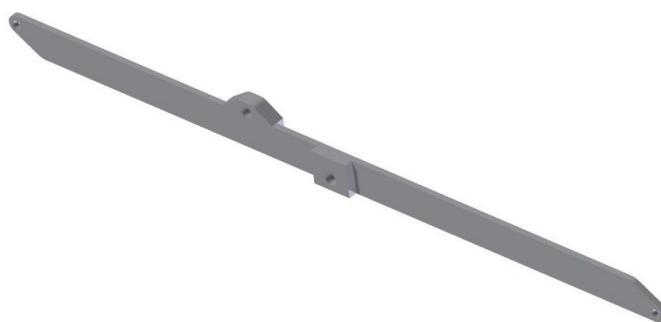
$$16,3 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa}$$

Čep F byl zvolen ze stejného materiálu 16MnCr5 (14 220.4) o stejném průměru $d_{\check{c}} = 20 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}} = 78 \text{ mm}$.

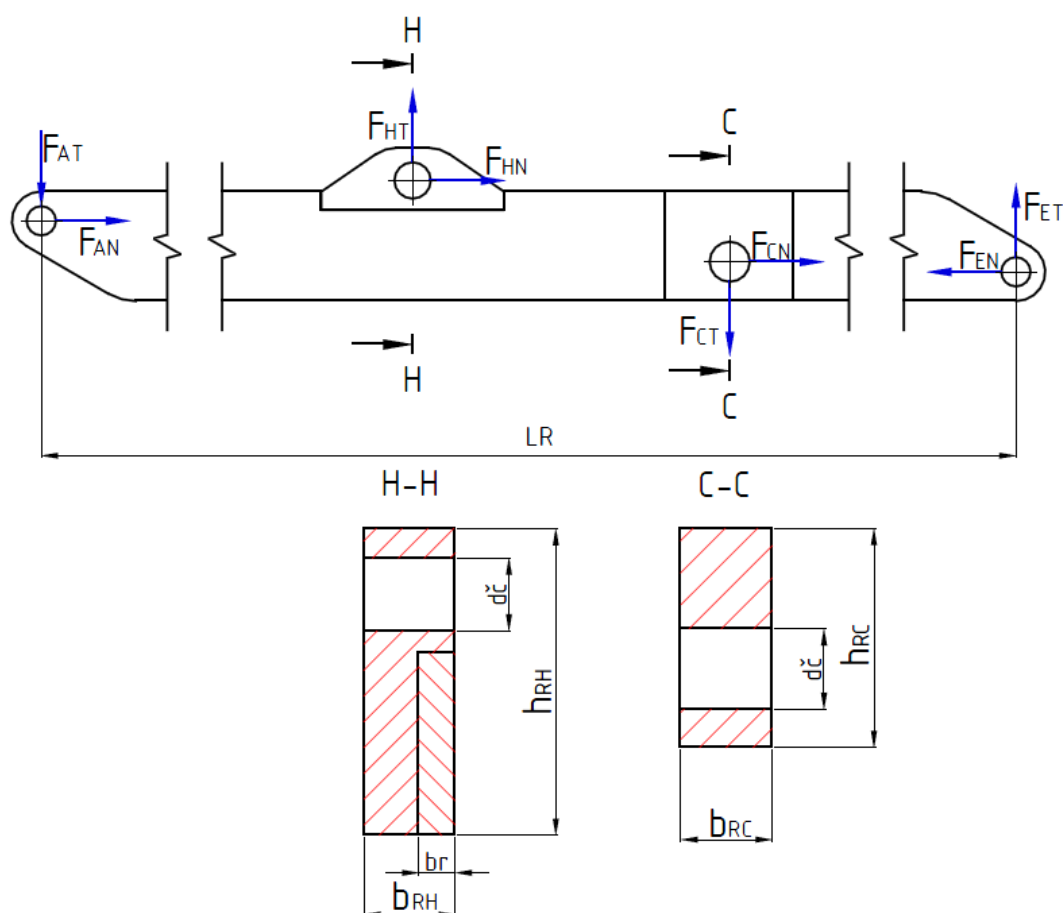
8 Kontrola ramen nůžkového mechanismu

Pro kontrolu ramene jsem zvolil rameno 2, které je více namáháno na ohyb. V tomto rameni jsem vybral dvě místa, ve kterých vzniká největší ohybový moment. Prvním místem je působíště síly hydraulického válce označeno písmenem H a druhým je místo spojení ramene 1 s ramenem 2, označeno písmenem C.

Ramena jsou vyrobena z plochých tyčí válcovaných za tepla o rozměrech 60 x 10 – ČSN 42 5522.01. Byl zvolen materiál S235JRG2 (11 373.0), který má mez kluzu $Re = 186 \text{ MPa}$. Ramena jsou v nejvíce namáhaných místech zesíleny. [11]



Obr. 8.1 – Rameno 2



Obr. 8.2 – Rameno 2, řezy v bodech H,C

Pro kontrolu ramene je potřeba znát příslušné hodnoty ohybových momentů, které jsem spočítal již dříve v kap. 5.1.3, a výsledky jsou uvedeny v kap. 5.2 v tab. 5.5.

8.1 Kontrola na ohyb v místě H

Průřezový modul v ohybu:

$$W_O = \frac{b_{RH} \cdot (h_{RH} - d_{\check{c}})^2}{6} = \frac{25 \cdot (84 - 20)^2}{6} = 17066,67 \text{ mm}^3 \quad (8.11)$$

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{300133,4}{17066,67} = 17,59 \text{ MPa} \quad (8.12)$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k_S} = \frac{186}{1,5} = 124 \text{ MPa}$$

$$\sigma_O < \sigma_D \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Měrný tlak pro maximální sílu:

$$\sigma_{DT} = \frac{F_{HN}}{S_{RH}} = \frac{7969}{1600} = 5 \text{ MPa} \quad (8.13)$$

$$S_{RH} = b_{RH} \cdot (h_{RH} - d_{\check{c}}) \quad (8.14)$$

$$\sigma_{DT} < \sigma_D \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na smyk:

$$\tau = \frac{F_{HT}}{S_R} = \frac{1741}{1600} = 1,09 \text{ MPa} \quad (8.15)$$

$$\tau_D = \frac{0,577 \cdot Re}{k_S} = \frac{0,577 \cdot 186}{1,5} = 71,5 \text{ MPa} \quad (8.16)$$

$$\tau < \tau_D \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_{DO} + \sigma_O)^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(5 + 17,59)^2 + 4 \cdot 1,09^2} = 22,7 \text{ MPa} \quad (8.17)$$

$$k_{RH} = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{186}{22,7} = 8,2 \quad (8.18)$$

Kontrola na ohyb ramene vyhovuje, rameno je v místě H naddimenzováno.

8.2 Kontrola na ohyb v místě C

Průřezový modul v ohybu:

$$W_O = \frac{b_{RC} \cdot (h_{RC} - d_{\check{c}})^2}{6} = \frac{25 \cdot (60 - 22)^2}{6} = 6016,67 \text{ mm}^3 \quad (8.21)$$

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{248208,7}{6016,67} = 41,25 \text{ MPa} \quad (8.22)$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k_S} = \frac{186}{1,5} = 124 \text{ MPa}$$

$$\sigma_O < \sigma_D \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Měrný tlak pro maximální sílu:

$$\sigma_{DT} = \frac{F_{CN}}{S_{RC}} = \frac{7982}{950} = 8,4 \text{ MPa} \quad (8.23)$$

$$S_{RC} = b_{RC} \cdot (h_{RC} - d_{\check{c}}) \quad (8.24)$$

$$\sigma_{DT} < \sigma_D \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na smyk:

$$\tau = \frac{F_{CT}}{S_{RC}} = \frac{1474}{950} = 1,6 \text{ MPa} \quad (8.25)$$

$$\tau_D = \frac{0,577 \cdot Re}{k_S} = \frac{0,577 \cdot 186}{1,5} = 71,5 \text{ MPa} \quad (8.26)$$

$$\tau < \tau_D \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_{DO} + \sigma_O)^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(8,4 + 41,25)^2 + 4 \cdot 1,6^2} = 49,8 \text{ MPa} \quad (8.27)$$

$$k_{RC} = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{186}{49,8} = 3,7 \quad (8.28)$$

Kontrola na ohyb ramene v místě C vyhovuje.

9 Realizace navrženého zvedáku

Výsledkem bakalářské práce je realizovaný návrh hydraulického nůžkového zvedáku pro motocykl. Na obr. 9.1 a 9.2 je zobrazen prototyp zvedáku vyrobený v domácích podmínkách podle mého návrhu.



Obr. 9.1 – Hydraulický nůžkový zvedák pro motocykl



Obr. 9.2 – Hydraulický nůžkový zvedák pro motocykl

LITERATURA

- [1] BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL.: [i]Části strojů I.[/i] Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
- [2] KALÁB K.: [i]Části a mechanismy strojů pro bakaláře.Části spojovací.[/i] Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 91s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: [i]Výpočty a konstrukce strojních dílů.[/i] Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [4] *ROMAN PEVNÝ vybavení autoservisů* [online]. 2012 [cit. 2012-02-19] Zvedáky-motocyklové. Dostupné z WWW: <<http://vybaveni-autoservisu.cz/motocyklove/445-podperny-stojan-a-pakovy-zvedak-pro-motocykly-zd04804.html>>
- [5] *MOTOSLUŽBY Chrudim* [online]. 2012 [cit. 2012-02-19]. Doplnky – motocross technika a doplňky. Dostupné z WWW: <http://www.denicol.cz/moto_skupiny2.phtml?id=doplnky&naz=MOTOCROSS%20TECHNIKA%20A%20DOPL%D2KY&kod=090218122921>
- [6] *MotoHanz* [online]. 2012 [cit. 2012-02-19]. Nářadí, příslušenství, zámky – zvedáky. Dostupné z WWW: <<http://www.webareal.cz/motohanz/eshop/20-1-Naradi-prislusenstvi-zamky/206-2-Zvedaky/5/2507-Zvedak-na-motocykl-AKCE>>
- [7] PROFO HK, a.s. [Online]. 2012 [Cit. 2012-02-23]. Zvedáky pro jednostopá vozidla. Dostupné z WWW: <<http://www.profo.cz/motozvedak-corghi-bl600-1329.html>>
- [8] REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o. [Online]. 2010 [Cit. 2012-03-28]. Hydraulické agregáty. Dostupné z WWW: <<http://www.rerosa.cz/agregaty.html>>
- [9] REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o. [Online]. 2010 [Cit. 2012-03-28]. Hydraulické válce - PLV jednočinný s vedením. Dostupné z WWW: <<http://www.rerosa.cz/plvjednocinny.html>>
- [10] REROSA - HYDRAULIKA, s.r.o. [Online]. 2010 [Cit. 2012-03-28]. Tabulka doporučených zdvihů a sil. Dostupné z WWW: <<http://www.rerosa.cz/tabzdvih.html>>
- [11] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky 1 pro školu a praxi*. Scientia Praha, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [12] SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G.: [i]Konstruování strojních součástí.[/i] Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [13] BURIÁN, Miroslav. *Mobilní vícenůžková zvedací plošina*. Ostrava, 2012. Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava. Fakulta strojní.
- [14] NEUMANN, Tomáš. *Mobilní zvedací stůl*. Ostrava, 2010. Bakalářská práce. VŠB-TU Ostrava. Fakulta strojní.

PŘÍLOHY

Sestavný výkres hydraulického nůžkového zvedáku pro motocykl NUT0007

Výkres svařence dolního rámu zvedáku NUT0007-01

Disk CD, na kterém je uložena kompletní práce.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za cenné připomínky a odborné rady při vypracování této bakalářské práce.